

УДК 539.3:621.22

*А.А. ВОДКА*, аспирант НТУ «ХПИ»;*А.И. ТРУБАЕВ*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»**МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ГИДРОТУРБИН**

Разработана методика оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. Проведен анализ собственных колебаний ротора, а также определены нагрузки, действующие на рабочее колесо, и вызванное ими напряженно-деформированное состояние болтовых соединений на переходных режимах работы гидроагрегата. Получены численные значения ресурса для болтового соединения гидротурбины ПЛ40-В700.

**Ключевые слова:** ресурс, болтовое соединение, гидротурбина, многоцикловая усталость.

**Введение.** Болтовые соединения широко используются в технике, в том числе гидротурбиностроении, и являются одним из наиболее распространенных способов разборного соединения деталей машин. Широкий спектр применения болтовых соединений ставит задачу о рациональном выборе их типоразмеров и конструкций. В библиографической статье [1] приведены ссылки более чем на 700 работ (опубликованных в период с 1990 по 2002 год), которые посвящены проблемам расчета, проектирования и использования резьбовых соединений. Несмотря на широкое раскрытие вопроса, проблемы анализа прочности и прогноза надежности болтовых соединений остаются актуальными. Эксплуатация болтовых соединений гидротурбин связана с рядом особенностей: наличием коррозионной среды (воды), существенной предварительной затяжкой, значительными напряжениями, возникающие вследствие действия крутящего момента и динамического гидравлического усилия на валу турбины. Следует отметить, что гидротурбины активно используются в процессе регулирования суточных пиков потребления, так как время выхода гидроагрегата (ГА) на рабочий режим составляет несколько минут, что делает ГА подходящим инструментом в решении такой задачи, однако это в свою очередь приводит к числу пусков/остановок, превышающему проектные значения. Отказы болтовых соединений зачастую носят постепенный характер и вызваны коррозионно-усталостными процессами (рис. 1).

**Постановка задачи.** Адекватная оценка ресурса болтовых соединений является актуальной задачей, представляющей практический интерес. Поэтому целью работы является создание методики прогнозирования ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин.

**Методика оценки ресурса.** Авторами в последние несколько лет ведутся исследования по моделированию напряженного состояния и оценке ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. На основе серии работ, посвященной данной тематике [2–7], удалось сформулировать методику оценки ресурса таких соединений (рис. 2), включающей в себя следующие этапы:

**ШАГ 1.** Построение полной 3D модели ротора ГА без учета болтового соединения.

**ШАГ 2.** Определение собственных частот и форм колебаний ротора ГА.

**ШАГ 3.** Выявление зависимости от времени крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  на валу ГА на переходных режимах (пуск/остановка/сбросы нагрузки/переход в режим синхронного компенсатора и др.).

---

© А.А. Водка, А.И. Трубаев, 2013



Рис. 1 – Болты крепления рабочего колеса гидротурбины (М110×4) после эксплуатации в течение 30 лет

Для реализации этого этапа существует два способа: а) с помощью натуральных замеров соответствующих параметров на реальном ГА (такой способ подходит для оценки ресурса уже находящегося в эксплуатации ГА), либо масштабированием ранее полученных экспериментальных данных для подобных турбин и перенесением их на исследуемый ГА; б) определение крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  на валу ГА на переходных режимах путем математического моделирования.

**ШАГ 4.** Проведение спектрального анализа зависимостей  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  и сопоставления их частот с собственными

частотами ротора ГА.

**ШАГ 5.** Если частоты нагружения значительно ниже собственных частот ротора, полученных на шаге 2, то задачу об определении динамического напряженно-деформированного состояния (ДНДС) можно рассматривать в квазистатической постановке (т.е. как последовательность статических задач; коэффициент динамичности такой системы близок к единице). Далее переходим к шагу 6. Если же частоты нагружения сопоставимы с первой собственной частотой, то задачу об определении ДНДС необходимо рассматривать в полной постановке. Переходим к шагу 8.

**ШАГ 6.** Построение 3D модели фрагмента ротора ГА, содержащего исследуемое болтовое соединение. Модель болтового соединения выполняется с учетом контактного взаимодействия сопрягаемых деталей в области головки болта и в резьбе. Так же следует учесть в модели предварительную затяжку болтового соединения. Особое внимание следует уделить моделированию напряженного состояния под головкой болта и в резьбе, именно в этих местах наблюдаются наибольшие напряжения, а так же градиенты напряжений достигают наибольших значений.

**ШАГ 7.** Провести расчет ДНДС возникающего от действия  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  в болтовом соединении в квазистатической постановке. Ожидаемые места наибольших напряжений: первый виток резьбы и галтель под головкой болта. Перейти к шагу 10.

**ШАГ 8.** Построить модель ротора ГА, содержащую исследуемое болтовое соединение. Модель должна быть выполнена с учетом контактного взаимодействия между сопрягаемыми деталями, так и в резьбе.

**ШАГ 9.** Провести расчет ДНДС возникающего от действия  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  в болтовом соединении в динамической постановке. Ожидаемые места наибольших напряжений: первый виток резьбы и галтель под головкой болта.

**ШАГ 10.** Построение модели накопления повреждаемости при многоцикловой усталости (линейная/нелинейная, детерминированная или вероятностная). При построении модели необходимо учесть влияние коррозионной среды (пресная вода), естественной деградации механических свойств материала, выбрать модель учета средних напряжений цикла.

**ШАГ 11.** Получение и обработка статистики об эксплуатации ГА, относительно числа переходных процессов в единицу времени. Определение математического

ожидания, дисперсии и корреляционной функции частоты переходных процессов.

**ШАГ 12.** Определение ресурса и его вероятностных характеристик.

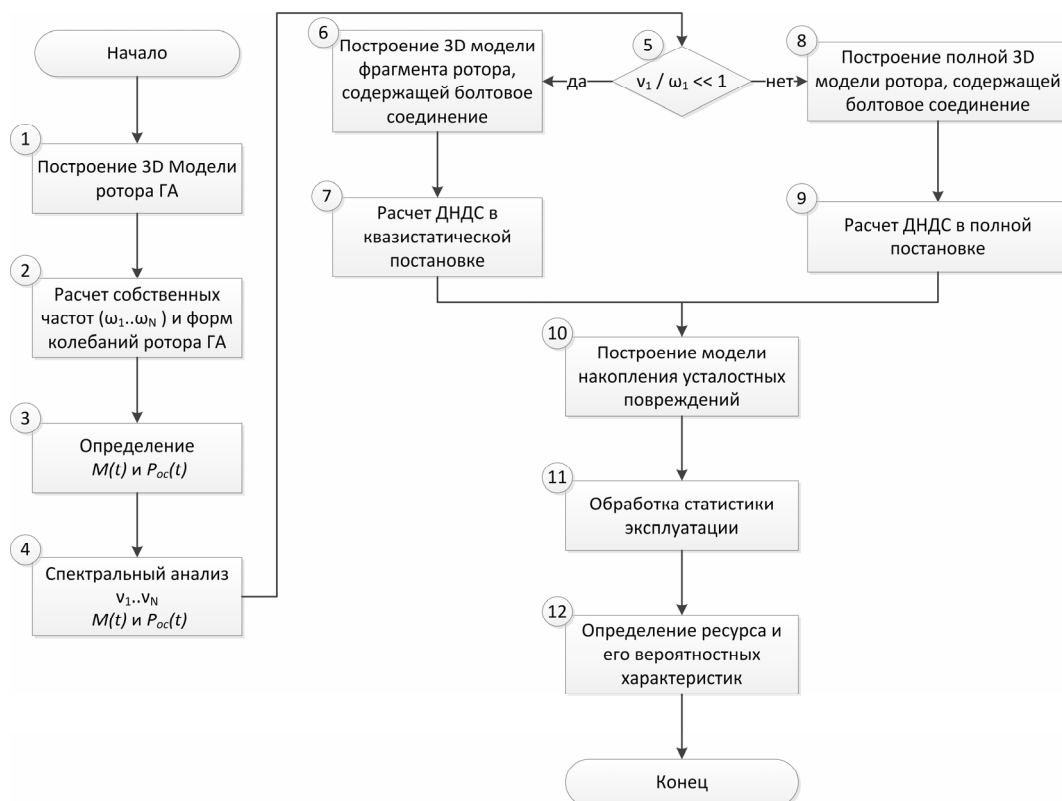


Рис. 2 – Блок схема методики оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбины

**Применение методики** на примере болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины ПЛ40-В700 (ДнепроГЭС-II). На первом шаге были построены геометрическая и конечно-элементная 3D модель ротора ГА (рис. 3а, б).

На шаге 2 были определены частоты и формы собственных колебаний с учетом и без учета кориолисовых сил (КС). Так на рис. 4 показаны первые 6 собственных форм, а в табл. – собственные частоты. Как видно из таблицы, влияние КС является незначительным, а первая собственная частота более чем в три раза превышает частоту вращения ротора, что свидетельствует о том, что при запуске/остановке ротор ГА не проходит через резонанс. Следует отметить, что частоты, приведенные в табл. выполнены без учета влияния присоединенной массы воды, поэтому их значения можно считать верхней оценкой частот реального ГА.

Таблица

Собственные частоты ротора гидротурбины

№	Частота, Гц		Расхождение, %	№ рис. 4
	без КС	с КС		
1	6.86	6.67	2.8	а
2	7.75	7.74	0.1	б
3	10.02	9.86	1.6	в
4	11.37	11.37	0.0	г
5	20.09	20.01	0.4	д
6	24.78	24.78	0.0	е

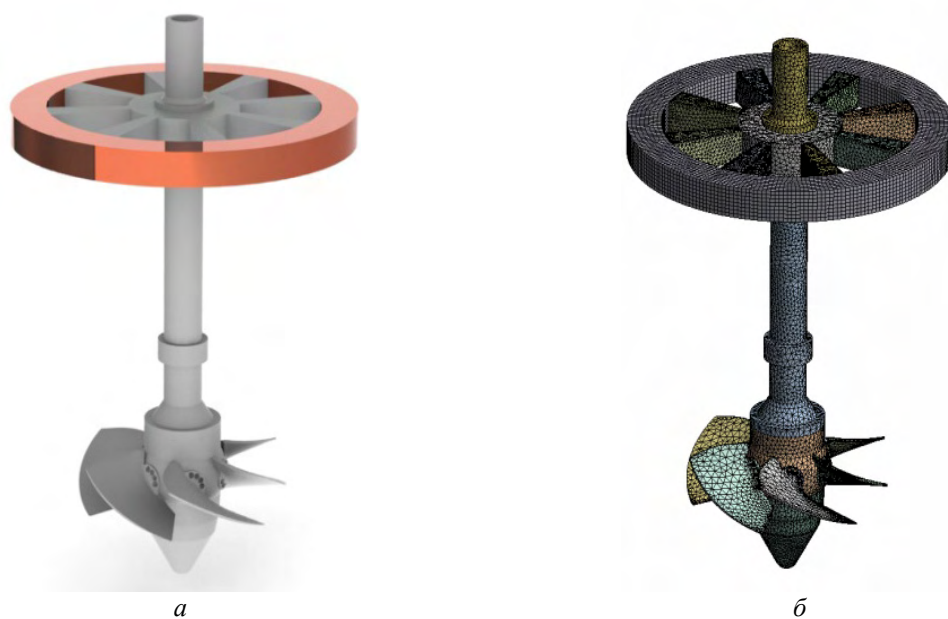


Рис. 3 – Модели ротора гідротурбіни: *а* – геометрическая; *б* – конечно-элементная

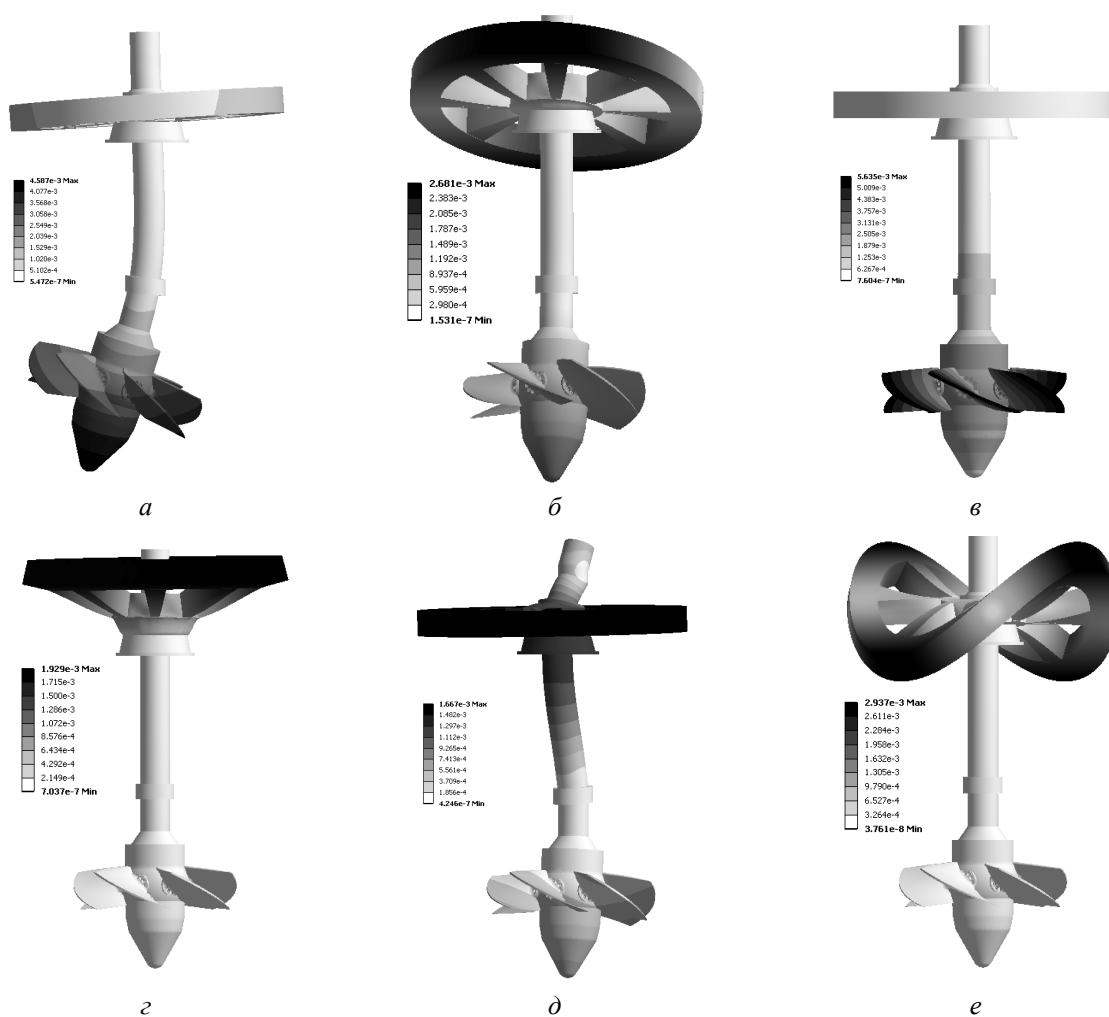


Рис. 4 – Собственные формы колебаний ротора гидротурбины

На шаге 3 для оценки характера переходного процесса предлагается воспользоваться результатами натурных испытаний подобных гидроагрегатов Шардаринской ГЭС (турбоагрегаты ПЛ 661-ВБ-500, р. Сырдарья, Казахстан) [8–9], в процессе которых были измерены ряд параметров, среди которых осевое усилие и крутящий момент на валу турбины. Т.к. рассматриваемый в данной работе гидроагрегат также поворотно-лопастного типа, то на основании теории подобия между зависимостями осевого усилия и вращающего момента от времени на валу турбин выполняются соотношения:

$$M^D(t) = \frac{H^D}{H^III} \left( \frac{D^D}{D^III} \right)^3 M^III(t); \quad (1)$$

$$P_{oc}^D(t) = \frac{H^D}{H^III} \left( \frac{D^D}{D^III} \right)^2 P_{oc}^III(t), \quad (2)$$

где  $M^III(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате Шардаринской ГЭС;  $M^D(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате ДнепроГЭС-П;  $P_{oc}^III(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате Шардаринской ГЭС;  $P_{oc}^D(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате ДнепроГЭС-П;  $H^III$  – напор Шардаринской ГЭС;  $H^D$  – напор ДнепроГЭС-П;  $D^III$  – диаметр рабочего колеса Шардаринской ГЭС;  $D^D$  – диаметр рабочего колеса ДнепроГЭС-П.

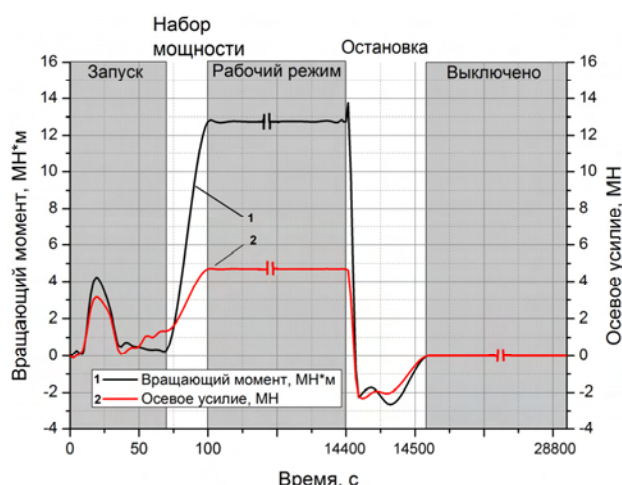


Рис. 5 – График зависимости крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  от времени в процессе работы гидроагрегата

График полученных зависимостей осевого усилия и вращающего момента на валу гидротурбины ПЛ 40-В-700 приведен на рис. 5.

Анализ спектра  $M(t)$  и  $P_{oc}(t)$  на шаге 4 показывает, что первая гармоника нагружения значительно ниже, чем первая собственная частота, поэтому переходим к шагу 6.

Исследование НДС на шаге 6. Низкие частоты нагружения относительно собственных частот ротора позволяют проводить рассмотрение задачи об исследовании динамического НДС в квазистатической постановке, что значительно упрощает

математическую модель. Так как осевое усилие и крутящий момент по валу ротора можно считать постоянными, то целесообразно выделить фрагмент фланца ротора и корпуса рабочего колеса соответствующие одному болту (рис. 6а) и учесть циклическую симметрию относительно оси вращения (рис. 6б). КЭ модель болта построена с учетом резьбы. Профиль резьбы построен согласно ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8742-81 и ГОСТ 24705-81, однако, для упрощения нанесения КЭ сетки, резьба выполнена как тело вращения без учета спирали (рис. 6в).

Граничные условия реализованы следующим образом: верхний край вала заземлялся, а на нижнем краю прикладывалось усилие, эквивалентное действующему осевому и крутящему моменту. Также следует отметить, что между фланцем вала,

корпусом рабочего колеса и болтом в КЭ модели учтено контактное взаимодействие. Для ускорения сходимости численного метода и предотвращения движения фрагментов конструкции как жесткого целого использовались упругие двухузловые КЭ.

В качестве граничного условия, моделирующего затяжку болта, задавалось начальное смещение (натяг) головки болта относительно опорной поверхности на величину  $\Delta$ . Этот параметр является удобным с инженерной точки зрения, так как в дальнейшем его можно легко пересчитать как в температуру нагрева болта при тепловой затяжке, так и в угол поворота болта при использовании силовой затяжки холодным способом.

На шаге 7 были получены распределения перемещений и напряжений по болту в момент времени  $t = 100$  (рис. 7) при начальном натяге  $\Delta = 0,15$  мм, который соответствует удлинению при затяжке  $\delta = 0,106$  мм. Зонами концентрации напряжений являются первый виток резьбы и галтель меньшего радиуса под головкой болта.

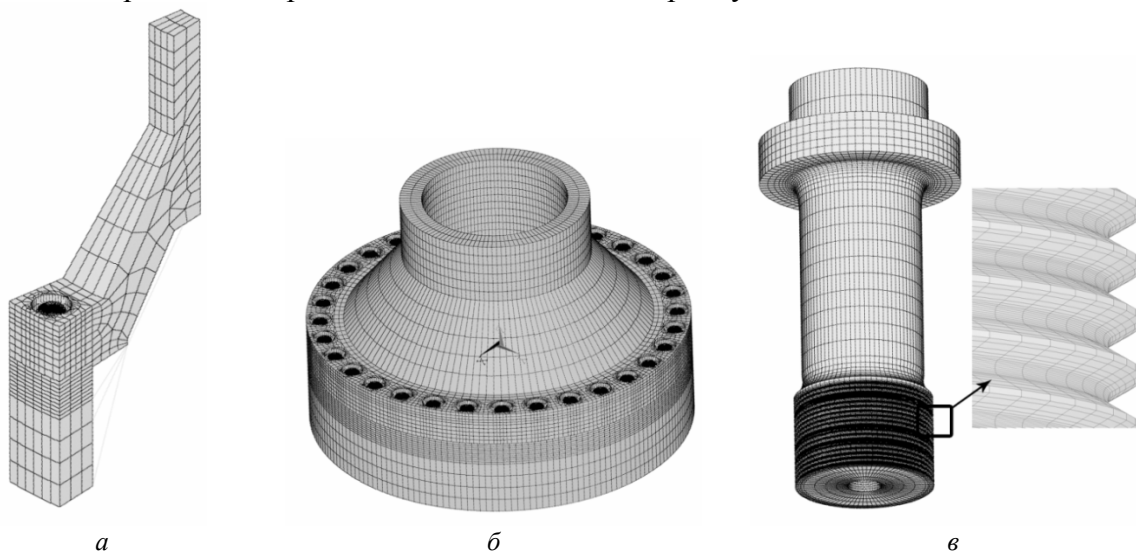


Рис. 6 – КЭ модели: а – сектора вала, приходящегося на один болт; б – сектора вала с учетом циклической симметрии; в – болта

Результаты расчетов НДС, возникающего на первом витке резьбы в процессе работы гидроагрегата в зависимости от величины начального натяга, показаны на рис. 8.

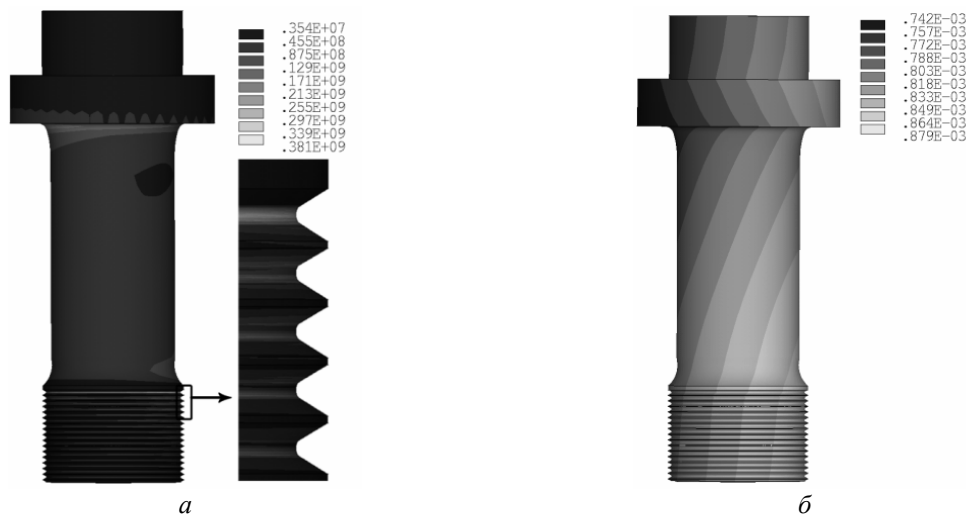


Рис. 7 – Напряженное состояние, возникающее в болте в момент времени  $t = 100$  с: а – эквивалентные напряжения по Мизесу, Па; б – суммарные перемещения, м



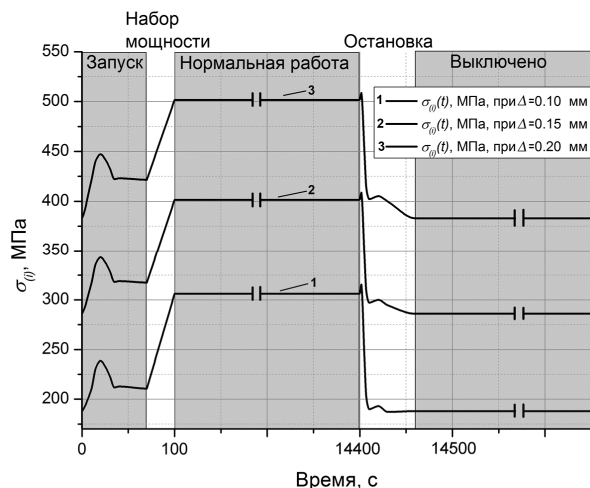


Рис. 8 – График зависимости эквивалентных напряжений по Мизесу на первом витке резьбы от времени при различных уровнях начального натяга  $\Delta$  в процессе работы гидроагрегата

Построение модели накопления усталостных повреждений на шаге 10 в простейшем случае можно выполнить на основе уравнения кривой Веллера, с помощью которой можно определить число циклов до возникновения макротрещины при заданном уровне напряжений. Параметры кривой усталости определяются на основе испытания образцов на усталость, которые регламентированы ГОСТ 25.502-79. Уравнение кривой Веллера может быть записано в виде

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_R}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_R, \quad (3)$$

где  $N$  – число циклов до разрушения;  $N_0$  – база испытания;  $\sigma_R$  – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии цикла  $R = \sigma_{\max}/\sigma_{\min}$ ;  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла,  $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ ;  $m$  – параметр наклона кривой.

В рассматриваемом болте вследствие геометрической формы и внешних нагрузок реализуется сложное напряженное состояние. В виду простоты применения в работе в качестве эквивалентного напряжения были приняты напряжения по Мизесу.

При оценке ресурса важным фактом является то, что пределы выносливости деталей в значительной мере отличаются от пределов стандартных образцов. Это обусловлено влиянием различных конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, которые могут приводить как к повышению, так и к снижению сопротивления усталости. Наиболее существенное влияние оказывает следующие факторы: абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор); качество обработки поверхности; состояние поверхностного слоя; эксплуатационные факторы (коррозия, температура, частота нагружения и др.) [10–11].

На предел выносливости рассматриваемого болтового соединения в процессе эксплуатации влияют практически все выше перечисленные факторы: масштабный фактор ( $\varepsilon = 0,35$ ), состояние поверхности ( $\beta = 0,8$ ), коррозионная среда – пресная вода ( $\gamma = 0,46$ ), фреттинг коррозия в резьбе ( $\alpha = 0,55$ ). Таким образом, предел выносливости болта при симметричном цикле ( $R = -1$ ) может быть записан в виде (4).

$$\sigma_{-1д} = \alpha \beta \gamma \varepsilon \sigma_{-1}. \quad (4)$$

В виду того, что рассматриваемые болтовые соединения имеют существенную предварительную затяжку, в болтах реализуются циклы со значительными положительными коэффициентами асимметрии. Для оценки долговечности при таких циклах, в общем случае, необходимо экспериментально определить  $\sigma_R$ , однако на сегодняшний день для сталей широко применяется модель Герберга:

$$\sigma_{Rд} = \sigma_{-1д} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где  $\sigma_{Rд}$  – предел выносливости детали при коэффициенте асимметрии цикла  $R$ ;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла,  $\sigma_B$  – предел временной прочности материала. Таким

образом, уравнение кривой усталости может быть записано в виде (6), а время до возникновения макротрещины ( $T_r$ ) из уравнения (7), где  $\nu$  – частота процесса, Гц:

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_{Rд}}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_{Rд}; \quad (6)$$

$$T_r = \frac{N_0}{\nu} \left( \frac{\sigma_{Rд}}{\sigma_a} \right)^m, \quad \sigma_a > \sigma_{Rд}. \quad (7)$$

Обработка статистики эксплуатации указанного ГА на шаге 11 по данным, которые были предоставлены ПАО «Укргидроэнерго», показывает, что средняя частота пусков/остановов составляет 32,6 пусков в месяц или ~1 пуск в день. Среднее квадратическое отклонение составляет 12,6 пусков в месяц. Таким образом, коэффициент вариации составляет 0,386. Относительно большой коэффициент вариации говорит о том, что частота запусков является случайной величиной, и применение детерминированных моделей к определению ресурса дает лишь среднее значение и не учитывает разброс относительно него.

В результате проведенных численных исследований на шаге 7 была определена зависимость величины средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта (рис. 9а). С помощью этой зависимости и уравнений (4)–(7) на шаге 12 получена зависимость ресурса от затяжки болта (рис. 9б). Как известно [10–11], увеличение среднего напряжения цикла приводит к снижению ресурса, что хорошо согласуется с полученными результатами.

**Выводы.** В работе предложена методика оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин. Определено НДС, возникающее на переходных режимах, а также дана оценка ресурса болтового соединения гидроагрегата ПЛ40-В700 (ДнепроГЭС-П). В связи со значительной статистической неопределенностью частоты пусков/остановок, а также других переходных режимов, необходимо продолжить развитие вероятностных моделей накопления усталостных повреждений, учитывающих процесс естественной деградации характеристик сопротивления усталости.

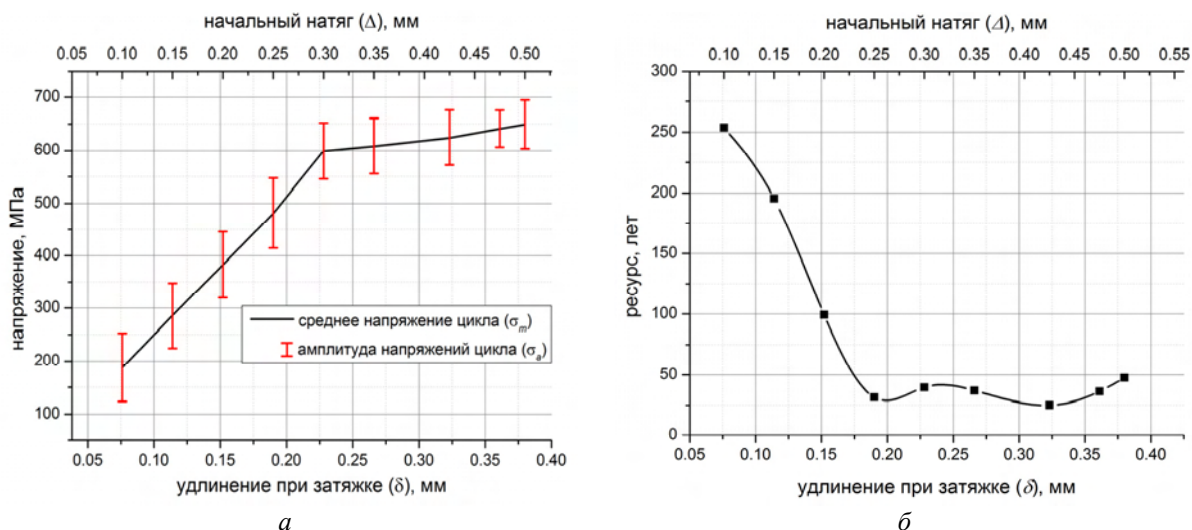


Рис. 9 – Зависимости: а – средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта; б – зависимость числа лет до возникновения макротрещины от величины начального натяга



**Список литературы:** 1. Mackerle, J. Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002) [Text] / Jaroslav Mackerle // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – 2003. – № 80. – Р. 253-271. 2. Водка, А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины [Текст] / А.И. Трубаев, А.С. Степченко, А.А. Водка // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 52. – С. 34-41. 3. Водка, А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины в условиях лабораторного эксперимента [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев, А.С. Степченко // Надежность и долговечность машин и сооружений. – 2011. – № 34. – С. 155-162. 4. Водка, А.А. Исследование напряженного состояния и ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах [Текст] / А.А. Водка, А.С. Степченко, А.И. Трубаев // Международный научно-технический журнал «Теоретическая и прикладная механика». – 2013. – № 28. – С. 34-41. 5. Водка, А.А. Оценка ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах [Текст] / А.А. Водка, А.С. Степченко, А.И. Трубаев // Вибрации в технике и технологиях. – 2012. – № 3(68). – С. 66-72. 6. Водка, А.А. Разработка экспериментальной лабораторной модели для имитации напряженно-деформированного состояния болтовых соединений гидротурбины [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев, А.С. Степченко // Тр. междунар. науч.-техн. конф. «Прочность материалов и элементов конструкций» (28–30 сент. 2010 г.). – К.: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 414-421. 7. Водка, А.А. К вопросу о прочности и надежности болтовых соединений гидротурбин [Текст] / А.А. Водка // Механіка та машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 1. – С. 41-50. 8. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках [Текст] / Под ред. Г.И. Кривченко. – М.: Энергия, 1975. – 367 с. 9. Владиславлев, Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций [Текст] / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с. 10. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие [Текст] / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с. 11. Троценко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов [Текст]: справочник в 2-х ч. / В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 1.– 504 с.; Ч. 2.– 1302 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 539.3:621.22

**Методика прогнозирования ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин** [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 140-148. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику оцінки ресурсу болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін. Проведено аналіз власних коливань ротора, а так само визначені навантаження, що діють на робоче колесо, і викликані ними напружено-деформований стан болтових з'єднань на перехідних режимах роботи гідроагрегату. Отримані чисельні значення ресурсу для болтового з'єднання гідротурбіни ПЛ40-В700.

**Ключові слова:** ресурс, болтове з'єднання, гідротурбіна, багатоциклова втома.

The paper deals with development of a methodology of the life-time prediction of the bolted connection of the water turbine impeller. The developed method is applied to the bolted connection of turbine PL40-V700. Also in the paper the natural vibrations of the rotor has been analyzed, as well as the load and the resulting stress-strain state in transient modes in water turbine has been obtained.

**Keywords:** life-time prediction, bolted connection, water turbine, high cycle fatigue.